

Анализ энергетической эффективности различных способов регулирования насосов в системах водоснабжения

Илья Николенко*, Павел Швагурев**

*Крымский университет

г. Симферополь, ул. Киевская, 181, e-mail: energia-09@mail.ru

**Одесский национальный политехнический университет

Украина, 270044, г. Одесса, пр. Шевченко, 1

Аннотация. Приведены результаты исследований по анализу энергетической эффективности современного способа качественного регулирования насосов в системах водоснабжения. Определены условия существования и параметры водопроводной сети с обеспечением ее максимальной энергетической эффективности при частотном регулировании центробежных насосов. Предложен критерий объективной оценки энергетической эффективности насосных агрегатов с учетом их условий эксплуатации. Установлена зависимость для определения параметров насосов систем водоснабжения на основе статистического анализа случайного процесса водопотребления.

Ключевые слова: водоснабжение, центробежный насос, энергетическая эффективность, подача, напор, КПД, частотное регулирование.

ВВЕДЕНИЕ

В системах водоснабжения и водоотведения (СВВ) промышленных предприятий, объектов ЖКХ насосные станции (НС) являются наиболее ответственными элементами, которые обеспечивают подачу необходимого количества воды под требуемым напором в соответствии с нуждами потребителей. НС представляют собой сложный комплекс механического, гидравлического и энергетического оборудования, трубопроводов, арматуры, контрольно-измерительных приборов и средств автоматизации. Состав сооружений, агрегатов, их конструктивные особенности, тип и число основного и вспомогательного оборудования определяются исходя из принципов рационального и комплексного использования источников воды, потребляемой энергии, а также минимизации стоимости строительства НС и ее эксплуатации с учётом назначения и предъявляемых к ней технологических требований. Наряду с обеспечением требуемого напора и подачи воды для нормальных и аварийных условий, на всех этапах жизненного цикла НС,

необходимо при наименьших затратах на их сооружение и эксплуатацию обеспечивать: требуемую степень надёжности, долговечности, экономичности и выполнение ряда других требований.

В настоящее время для перекачки воды в СВВ используют в основном центробежные насосы (ЦН), которые были теоретически обоснованы Л. Эйлером еще в семнадцатом веке, но нашли промышленное применение лишь после появления в двадцатом веке качественных быстроходных электродвигателей для привода. Широкое применение ЦН в системах перекачки воды и стоков обуславливается простотой их конструкции, обеспечением больших подач, а также возможностью перекачки загрязненных жидкостей, с различными свойствами и характеристиками.

Главным недостатком ЦН является относительно низкий КПД, составляющий в рабочем диапазоне для большинства конструкций не более 75%, что обусловлено принципом их работы. Существенным недостатком ЦН является нежесткость напорной характеристики, приводящая при изменении подачи к существенному изменению напора и КПД. Кроме того высоконапорные центробежные насосы, особенно секционные, имеют большие габариты, массу, а следовательно высокую стоимость, трудоемкость монтажа, эксплуатации и ремонта.

Водопотребление в системах централизованного водоснабжения является нестационарным случайным процессом, что обуславливает сложности в обеспечении требуемых режимов работы насосных агрегатов. Регулирование режимов работы систем водопроводная сеть (ВС) – НС ставит задачу обеспечения требуемой подачи с заданным напором, а также экономию материальных и энергетических ресурсов. Известны различные способы регулирования режимов работы систем ВС – НС, которые предназначены для обеспечения требуемого напора и подачи воды для нормальных и аварийных условий, на всех этапах жизненного цикла НС. Для выбо-

ра рациональных способов регулирования необходимо сравнивать их энергетическую эффективность, затраты на их сооружение и эксплуатацию с обеспечением требуемой степени надёжности, экономичности и выполнение ряда других специфических требований.

Снижение габаритов и массы насосов, повышение и стабилизация значений КПД насосных агрегатов даст значительное снижение стоимости изготовления и экономии энергии при эксплуатации. Для реализации этих задач требуется создание и внедрение в производство современных гидравлических агрегатов новых конструкций.

Применение энергосберегающих технологий и конструкций является одним из приоритетных направлений развития оборудования СВВ. Создание и применение принципиально новых конструкций насосов для перекачки воды, а также применение энергетически эффективных способов регулирования является основным способом решения проблемы повышения эффективности функционирования СВВ. Одной из таких конструкций являются объёмные бироторные насосы, которые обеспечивают снижение габаритов и массы, стабилизацию КПД в широком диапазоне параметров [1]. Перспективность этого направления подтверждают современные зарубежные исследования и разработки последних лет в области насосостроения [2].

Таким образом, для выбора энергетически эффективного способа регулирования параметров насосных агрегатов в составе НС с учетом стохастических процессов водопотребления требует разработки подходов к оценке параметров ЦН с учетом различных вариантов регулирования. Рациональный выбор насосного оборудования НС, режимов их работы требует обоснование новых методов расчета и проектирования.

АНАЛИЗ ПУБЛИКАЦИЙ И ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Основными направлениями совершенствования СВВ является все большее применение современных видов насосного оборудования, а также эффективных систем регулирования. Современные автоматизированные системы управления позволяют существенно расширить возможности по регулированию рабочих параметров и характеристик насосных агрегатов. Применение преобразователей частоты тока (ПЧТ) для приводных электродвигателей насосных агрегатов позволяет в широких пределах изменять их частоту вращения, чем обеспечивать регулирование режимов работы систем ВС – НС. В связи с этим появляются новые технические возможности и технологические решения по снижению неравномерности режимов работы насосных агрегатов в системах водоснабжения с повышением их энергетической эффективности.

Насосные агрегаты в СВВ являются наиболее ответственными элементами, основными потребителями энергетических ресурсов, которые обеспечивают подачу необходимого количества воды под требуемым напором

в соответствии с действующими нормами и правилами. Состав сооружений НС, агрегатов, их конструктивные особенности, тип и число основного и вспомогательного оборудования определяются исходя из принципов рационального использования воды, а также минимизации стоимости строительства СВВ, их эксплуатации с учётом назначения и предъявляемых к ним технологических требований [1]. Наряду с обеспечением требуемого напора и подачи воды для нормальных и аварийных условий, на всех этапах жизненного цикла НС, необходимо при наименьших затратах на их сооружение и эксплуатацию обеспечивать требуемую степень надёжности, экономичности и выполнение ряда других специфических требований.

Снижение ресурсо- и энергоёмкости является одной из основных проблем для СВВ. Разработке новых конструкций и технологических процессов для решения этой проблемы в технической литературе посвящено значительное количество работ [3, 4, 5]. В работах Лезнова Б. С. [6], Николаева В. Г. [7], Черноуситова М. Д. [8, 9], Бойко В. С., Сотника М. И., Хованского С. А. [4, 5, 10], зарубежных исследователей [11 – 13]. В этих работах описаны подходы к повышению энергетической эффективности насосного оборудования систем водоснабжения путем регулирования режимов работы насосных агрегатов и согласования характеристик насоса и сетей водоснабжения с учетом условий их эксплуатации. Во всех вышеприведенных работах работа НС рассматривается в рамках системы ВС – ЦН. В работах [8, 9] установлено, что применение ПЧТ не всегда дает значительное снижение энергопотребления, что связано прежде всего, с необходимостью увязки характеристик ВС с напорными характеристиками насосных агрегатов. В большинстве вышеприведенных работ при выборе параметров регулирования системы НС – ВС практически не учитываются энергетические характеристики насосных агрегатов по КПД. Поэтому выбранные параметры системы при регулировании могут выйти из диапазона допустимых значений снижения КПД, а применение ПЧТ, которое требует дополнительных затрат, приведет к суммарным отрицательным результатам. В связи с этим, применение регулируемых насосных агрегатов на основе ПЧТ создает только частичную возможность реализации экономических обоснованных способов изменения режимов работы.

Наибольшее применение в современных СВВ нашли ЦН. Для обеспечения возможности варьирования параметрами систем НС – ВС в широком диапазоне вне привязки к существующим конструкциям, необходимо иметь математическую модель ЦН, параметры которого на оптимальном режиме (Q_o, H_o и η_{max}) могут быть заранее определены в зависимости от проектных или реальных условий эксплуатации и заданного характера распределения нагрузки. Для построения таких математических моделей для ЦН необходимо получить его характеристики в аналитическом виде: напорную $H = f_1(Q)$, относительную энергетическую (КПД) $\eta = f_2(Q)$ и кавитационную $-\Delta h = f_3(Q)$. Исходными параметрами при этом являются характеристика сети, требуемая подача Q_o и напор H_o насоса.

При выборе насоса и его системы управления необходимо чтобы при этих параметрах ЦН работал на оптимальном режиме, который соответствует максимальному КПД η_{\max} . Следует учитывать, что параметры совместной работы ЦН и сети определяются их напорными характеристиками, а две других характеристики определяют ограничения по предельным значениям параметров.

Для получения аналитических зависимостей напорной характеристики ЦН воспользуемся следующими рассуждениями. На основе анализа уравнения неразрывности потока, основного уравнения лопастных гидромашин Л. Эйлера и баланса энергии К. Пфлейдерером [3, 14, 15, 16], установлена аналитическая зависимость между параметрами ЦН подачи Q и напором H . Срез этой характеризующей поверхности при постоянных оборотах n вала имеет вид квадратичной зависимости:

$$H_H = A_H + B_H \cdot Q - C_H \cdot Q^2, \quad (1)$$

где:

A_H, B_H, C_H – коэффициенты напорной характеристики, которые зависят от конструктивного исполнения ЦН.

Для реального ЦН коэффициенты параболы приближенно определяются по паспортной характеристике путем аппроксимации методом наименьших квадратов либо экспериментально в результате статистической обработки параметров работы насосного агрегата. При этом для предварительного анализа аналитическая зависимость составляется для всей характеристики, а для непосредственного использования, составляется только для рабочего диапазона параметров, в зоне рабочей точки. Характеристика насоса является параболой, ветви которой направлены вниз, а точка максимума смещена вправо от начала координат по оси абсцисс.

Для напорной характеристики ЦН при изменении его частоты вращения в работах [17, 18] получено следующее выражение:

$$H_H = i^2 \cdot A_H + i \cdot B_H \cdot Q + C_H \cdot Q^2, \quad (2)$$

где:

A_i, B_i, C_i – коэффициенты аппроксимации напорной характеристики, которые вычисляются различными методами; $i = \frac{n_n}{n_n}$ – коэффициент относительного изменения частоты вращения, n_n, n_n – измененная и номинальная частота вращения.

Формула позволяет, располагая графической или табличной характеристикой ЦН при номинальной частоте получить аналитическую зависимость напорной характеристики, а также выполнять перерасчет напорных характеристик насосов в зависимости от измененной частоты вращения рабочего колеса, что необходимо для математического моделирования и управления насосными установками.

Для обеспечения энергетической эффективности работы ЦН в сети, а также способов регулирования важнейшей характеристикой является относительная

энергетическая характеристика в виде $\eta = f_2(Q)$. Анализ относительных энергетических характеристик ЦН с достаточной для инженерных расчетов степенью точности могут быть аналитически описаны параболой вида [16, 17]:

$$\eta_H = D_H \cdot Q^2 + E_H \cdot Q + F_H, \quad (3)$$

где:

D_H, E_H, F_H – коэффициенты относительной энергетической характеристики, которые зависят от конструктивного исполнения ЦН.

Для разработки математической модели ЦН определение коэффициентов D_H, E_H, F_H выполняется по значениям параметров в рабочей точке – оптимальной подачи Q_0 , максимальному значению КПД $\eta = \eta_{\max}$ в этой точке.

Рабочий диапазон параметров ЦН в режиме самовсасывания ограничивается его кавитационной характеристикой. Поэтому для таких режимов работы ЦН математическая модель должна включать аналитическую зависимость и для кавитационной характеристики вида $\Delta h_{\text{кр}} = f(Q)$. Кавитационная характеристика насоса с достаточной для инженерных расчетов точностью может представляться зависимостью вида:

$$\Delta h = K_H \cdot Q^2 + L_H \cdot Q + M_H, \quad (4)$$

где:

K_H, L_H, M_H – коэффициенты кавитационной характеристики ЦН.

Величина подачи ЦН в системах водоснабжения изменяется, так как определяется потреблением воды в сети, и является стохастическим параметром. Гидравлическая характеристика сети как зависимость между подачей жидкости в трубопроводе и напором H_c , который необходим для обеспечения этой подачи, определяется как [19, 20, 21]:

$$H_c(t) = C_c(t) + A_c(t) \cdot Q^2(t), \quad (5)$$

где:

$C_c(t)$ – статический напор, обусловленный разницей геодезических отметок потребителя и оси ЦН;

$A_c(t)$ – коэффициент гидравлического сопротивления сети.

При работе гидравлической системы ЦН – ВС ее параметры определяются из условия равенства подач и напоров в сети и насосе, то есть при условии равенства зависимостей (1) и (5) при количественном способе регулирования и при равенстве (2) и (5) при качественном регулировании за счет изменения частоты вращения.

Таким образом, необходимо определить условия при которых при случайных изменениях характеристик ВС можно обеспечить максимальную энергетическую эффективность НС.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

$$\eta_u = 1 - \frac{1 - \eta_u}{i^a}, \quad (7)$$

Случайные изменения подачи вызывают соответствующие изменения напора, КПД и кавитационной характеристики. Изменения в структуре и параметрах ВС, связанные с условиями эксплуатации, вызывают изменения статического напора и коэффициента гидравлического сопротивления. Снижение подачи в сети вызывает снижение напоров в ВС. Степень снижения напоров зависит от допустимых напоров в системе, которые определяются предельным значением статической составляющей напора. При уменьшении подачи ЦН, согласно его напорной характеристике, происходит увеличение напора на выходе с насоса. Таким образом, снижение потребления воды в сети создает избыточные напоры, которые существенно снижают энергетическую эффективность системы водоснабжения в целом. При увеличении потребления в ВС требуется повышение напора. Падающая напорная характеристика ЦН показывает, что при увеличении подачи напор, создаваемый насосом, падает. Поэтому увеличение потребления может приводить к дефициту напоров в сети. Независимо от способа регулирования, изменение напоров при обеспечении необходимой подачи, приводит к изменению параметров двух других характеристик: относительной энергетической и кавитационной.

Основными параметрами, определяющими энергию, потребляемую ЦН, в течении установленного срока эксплуатации, являются его подача Q_u , напор H_u и КПД η_u , значения которых определяются характеристиками ВС, полученными для номинальной частоты вращения n_n рабочего колеса. При применении регулирования за счет изменения частоты вращения подача Q_u , напор H_u и КПД η_u насоса изменяются. Пересчет характеристик ЦН на другую частоту вращения n_u , согласно классической теории подобия лопастных гидромашин, осуществляется по формулам приведения [3, 13]:

$$\frac{Q_u}{Q_n} = i \quad \text{и} \quad \frac{H_u}{H_n} = i^2. \quad (6)$$

Во многих рекомендациях по применению ПЧТ для привода ЦН рассматривается постоянная относительная энергетическая характеристика, которая принимается для номинальной частоты. Изменение частоты вращения изменяет гидро-динамическое подобие потоков в ЦН, что изменяет КПД. Широкое применение регулируемого привода ЦН в современных СВВ требует учета изменения не только параметров напорной характеристики, но и изменения КПД и кавитационного запаса в зависимости от изменения частоты вращения рабочего колеса.

С учетом зависимости (6) мощность приводного двигателя находится в кубической зависимости от относительного изменения частоты вращения, а кавитационный запас пропорционально изменяется от относительного изменения частоты. Величина КПД насоса в меньшей степени зависит от относительного изменения частоты вращения, которая представляется в виде [3, 13]:

где:

η_n, η_u – КПД насоса при номинальной и измененной частоте вращения;

$a = 0,2 \dots 0,25$ – параметр изменения КПД.

Анализ зависимостей (6) и (7), максимальная частота вращения ЦН ограничивается предельным значением увеличения напора и мощности приводного двигателя, допустимым уровнем его перегрузки, а также величиной кавитационного запаса. Минимальная частота вращения ограничивается допустимым падением значений напора и КПД насоса $\eta \geq \eta_{\min}$, а также допускаемой величиной недогрузки двигателя.

Важным элементом затрат при оценке технико-экономической эффективности систем регулируемого привода ЦН является стоимость частотных преобразователей [6]. Минимальные цены имеют частотные преобразователи для асинхронных электродвигателей, производство которых освоено отечественными производителями имеют удельные стоимости в диапазоне $90 \dots 100 \text{ USD/кВт}$. При величине параметра регулирования частоты вращения ЦН $0,9 \leq i \leq 1,1$ условно принимается постоянство КПД вдоль парабол подобных режимов, т.е. $\eta_u \approx \eta_n$. При относительно небольшой глубине регулирования $i = 0,85 \dots 0,9$ снижение КПД составляет всего $2 \dots 4\%$, но при параметре регулирования $i = 0,6 \dots 0,75$ снижение КПД на границе диапазона регулирования составляет до $6 \dots 8\%$ для ЦН малой производительности и может достигать $12 \dots 15\%$ для насосов большой производительности. Повышение частоты вращения увеличивает мощность приводного двигателя в кубической зависимости от относительного изменения частоты вращения, а кавитационный запас увеличивается пропорционально от параметра относительного изменения частоты.

Эти обстоятельства ограничивают энергетическую эффективность регулируемого привода по диапазону изменения частоты вращения рабочего колеса ЦН. Следовательно, ограничивается и диапазон параметров рабочего поля для такого способа регулирования.

Схема определения параметров рабочего поля ЦН при частотном регулировании показана на рис. 1. Рабочая точка A_1 в точке пересечения напорной характеристики насоса 1 при номинальной частоте вращения n_n и характеристики сети 3 при обеспечении максимального КПД – оптимальная режимная точка, при которой обеспечиваются оптимальные параметры ЦН по подаче Q_o и напору H_o . Линия 7 – парабола подобных режимов, при которых будет обеспечиваться максимальное значение КПД. Линии 4, 5 напорные характеристики при допустимой минимальной n_{\min} и максимальной n_{\max} частоте вращения. Линии 8 и 9 – параболы подобных режимов, при которых будет обеспечиваться минимально допустимые значения КПД.

Максимальная энергетическая эффективность частотного регулирования ЦН будет обеспечена для сети 3, у которой напорная характеристика:

- пересекает напорную характеристику насоса при номинальной частоте в оптимальной рабочей точке;
- имеет максимальную длину в рабочем поле.

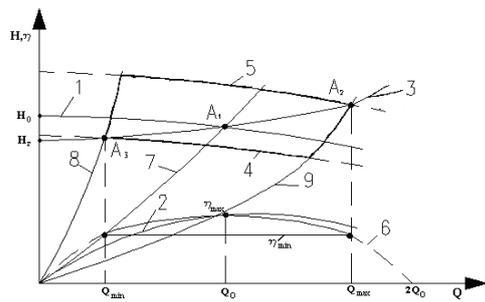


Рис. 1. Определение параметров рабочего поля ЦН при частотном регулировании: 1 – напорная характеристика при номинальной частоте ($i = 1$), 2 – относительная энергетическая характеристика; 3 – характеристика сети; 4 – напорная характеристика при $i > 1$; 5 – напорная характеристика при $i < 1$; 6 – математическая модель характеристики КПД; 7 – парабола подобных режимов при максимальном КПД η_{\max} ; 8, 9 – параболы подобных режимов при минимальном КПД η_{\min} .

Fig. 1. The definition of the working parameters of the centrifugal pump in frequency regulation: 1 – the pressure characteristic at nominal frequency ($i = 1$), 2 – is the relative energy performance; 3 – characteristic of the water supply network; 4 – discharge feature for $i > 1$; 5 – discharge feature for $i < 1$; 6 – a mathematical model the features efficiency; 7 – parabola such modes at maximum efficiency η_{\max} ; 8, 9 – parabola of such regimes at minimal efficiency η_{\min} .

Эти два условия обеспечиваются, если точки рабочего поля A_1, A_2, A_3 лежат на одной линии, которая является характеристикой ВС. Обозначим такую характеристику оптимальной характеристикой сети при частотном регулировании.

Параметрами точек рабочего поля и оптимальной характеристики сети являются: $A_1 - Q_0, H_0$; $A_2 - Q_{\max}, H_{\min}$; $A_3 - Q_{\min}, H_{\max}$. Наличие трех точек на параболе позволяет составить ее уравнение. Подставляем приведенные значения напоров и подач для трех точек в уравнение аппроксимации параболы и получаем систему 3-х уравнений:

$$\begin{cases} A_{CO} \cdot Q_0^2 + B_{CO} \cdot Q_0 + C_{CO} = H_0 \\ A_{CO} \cdot Q_{\max}^2 + B_{CO} \cdot Q_{\max} + C_{CO} = H_{\min} \\ A_{CO} \cdot Q_{\min}^2 + B_{CO} \cdot Q_{\min} + C_{CO} = H_{\max} \end{cases} \quad (8)$$

где:

A_{CO}, B_{CO}, C_{CO} – коэффициенты оптимальной характеристики ВС при частотном регулировании, которые определяются решением данной системы.

При оптимальной характеристике ВС при частотном регулировании во всем диапазоне подач $Q_{\min} \leq Q \leq Q_{\max}$, на основании уравнения (6) можно определить частоту вращения в диапазоне $n_{\min} \leq n_i \leq n_{\max}$ при котором напор насоса будет соответствовать требуемому напору сети.

При этом КПД насоса будет не ниже предельно допустимого. Для оптимальной характеристики сети при частотном регулировании величина статического напора определяется из условия $Q = 0$ и с учетом системы (8) из условия, что $H_r = C_{CO}$.

В проектных расчетах расчетная гидравлическая характеристика ВС известна, представляется в виде зависимости (5) и содержит только 2 параметра: C_c – статический напор и A_c – коэффициент гидравлического сопротивления сети. Величина статического напора в конкретной сети $C_c = H_n$ соответствует напору при нулевой подаче и определяется как разница геодезических отметок потребителя и оси ЦН. С учетом этого, фактическая характеристика сети всегда будет проходить через точку A_0 с параметрами $0, H_n$. Поэтому действительная оптимальная характеристика ВС при частотном регулировании определяется по параметрам двух ее точек $A_0 - 0, H_n$ и $A_1 - Q_0, H_0$ (рис. 2). С учетом этого параметрами такой сети являются $A_{CO} = \frac{H_0}{Q_0^2}$ и $C_{CO} = H_n$. Действительная оптимальная характеристика сети при частотном регулировании в принятом диапазоне частот $n_{\min} \leq n \leq n_{\max}$ несколько сужает диапазон подач $Q_{\min} \leq Q \leq Q_{\max}$, при котором КПД насоса будет не ниже предельно допустимого

Действительная оптимальная характеристика сети при частотном регулировании в принятом диапазоне частот $n_{\min} \leq n \leq n_{\max}$ несколько сужает диапазон подач $Q_{\min} \leq Q \leq Q_{\max}$, при котором КПД насоса будет не ниже предельно допустимого. Диапазон изменения параметров действительной оптимальной характеристики сети существенно зависит от статического напора сети. Если статический напор действительной оптимальной характеристики сети $H_n < C_{CO}$, то диапазон изменения частот вращения сохраняется $n_{\min} \leq n \leq n_{\max}$, со значительным сокращением диапазона подач при котором КПД насоса будет не ниже предельно допустимого. На рис. 2 показана характеристика сети со статическим напором H_{r1} . Диапазон подач в рабочем поле при частотном регулировании в этом случае ограничивается точками A_{21}, A_{31} . Если статический напор действительной оптимальной характеристики сети $H_n > C_{CO}$, то сохраняется диапазон подач, при котором КПД насоса будет не ниже предельно допустимого, но уменьшается диапазон изменения частот вращения. На рис. 2 показана характеристика сети со статическим напором H_{r2} . Диапазон подач в рабочем поле при частотном регулировании в этом случае ограничивается точками A_{22}, A_{32} .

Для реальных ВС и ЦН совпадение их параметров с параметрами действительной оптимальной характеристикой сети при частотном регулировании может быть случайным. Это объясняется тем, что число типоразмеров и параметры их рабочих полей ограничены, а диапазон параметров гидравлических сетей может быть бесконечно большим.

Кроме этого, в эксплуатационных условиях характеристика ВС может изменяться случайным образом под действием различных контролируемых и неконтролируемых факторов. Эти факторы могут привести к случайным изменениям статического напора A_c при нулевой

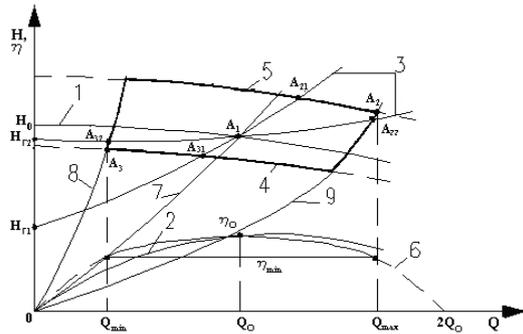


Рис. 2. Определение диапазона параметров действительной оптимальной характеристики ВС при частотном регулировании

Fig. 2. The definition of the range of valid parameters optimal characteristics of the water supply network with frequency regulation of centrifugal pump

подаче, к случайным изменениям коэффициентов гидравлического сопротивления сети, либо к изменениям статического напора и коэффициентов гидравлического сопротивления. На рис. 3 показано изменение диапазонов рабочих параметров при частотном регулировании при изменении статического напора ВС (рис. 3а) и при изменении коэффициентов гидравлического сопротивления (рис. 3б).

Из анализа представленных зависимостей можно сделать вывод, что при изменении параметров ВС от оптимальной характеристики при номинальной частоте не будет обеспечиваться максимальный КПД. При этом диапазон параметров, при которых обеспечивается, минимально допустимые значения КПД уменьшается. Следовательно, на энергетическую эффективность частотного регулирования оказывает влияние отклонение фактических параметров ВС от параметров сети с оптимальной характеристикой при частотном регулировании. Текущее значение КПД при работе ЦН выбранного типоразмера с регулируемой частотой вращения зависит от фактической подачи в диапазоне $Q_{\min} \leq Q \leq Q_{\max}$, а также отношений A_{CO}/A_C и C_{CO}/C_C , которые соответствуют степени изменений этих коэффициентов от оптимальной характеристики сети при частотном регулировании.

Из анализа представленных графических зависимостей можно сделать вывод, что при изменении параметров ВС от оптимальной характеристики при номинальной частоте не будет обеспечиваться максимальный КПД. При этом диапазон параметров, при которых обеспечивается, минимально допустимые значения КПД уменьшается.

Следовательно, на энергетическую эффективность частотного регулирования оказывает влияние отклонение фактических параметров ВС от параметров сети с оптимальной характеристикой при частотном регулировании. Текущее значение КПД при работе ЦН выбранного типоразмера с регулируемой частотой вращения зависит от фактической подачи в диапазоне $Q_{\min} \leq Q \leq Q_{\max}$, а также отношений A_{CO}/A_C и C_{CO}/C_C , которые соответствуют степени изменений этих коэффициентов от оптимальной характеристики сети при частотном регулировании.

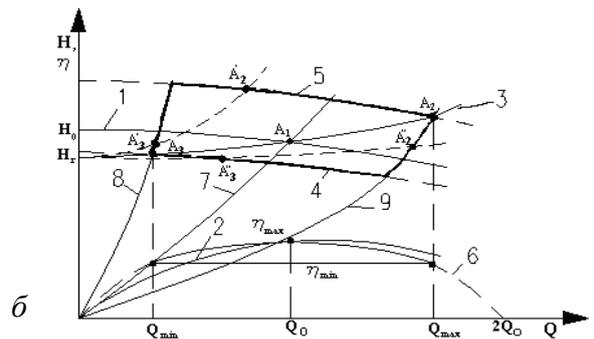
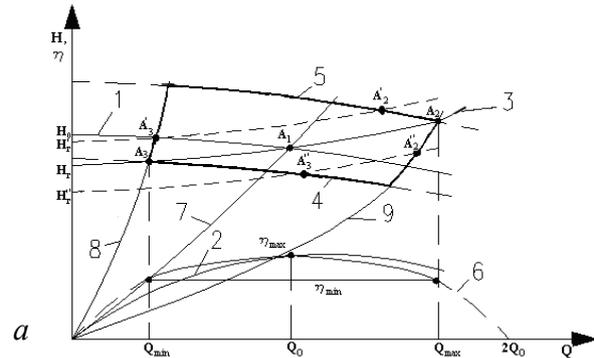


Рис. 3. Изменение диапазонов рабочих параметров при частотном регулировании: а – при изменении статического напора ВС; б – при изменении гидравлического сопротивления сети

Fig. 3. Changing the ranges of the operating parameters in a frequency regulation: а – if you change the static head of the water supply network; – when changing the hydraulic resistance of water supply network

При традиционной методике выбора ЦН, без учета стохастического распределения переменной нагрузки в гидравлической сети, напорная характеристика $H = f_1(Q)$ (линия 1, рис. 1) при номинальной частоте вращения подбирается таким образом, чтобы она пересекалась с расчетной характеристикой сети (линия 3) в точке A_1 , которая соответствует максимальному значению расчетной подачи $Q_{p \max}$ при максимальном КПД η_{\max} .

Так как количество типоразмеров ЦН ограничено, то координаты точки A_1 принимаются при подаче больше расчетной $Q > Q_{p \max}$. Это обеспечивает возможность регулирование расхода ВС, в крайнем случае, дроссельным способом.

При частотном регулировании, параметры которого определяются расчетным методом, управляющим параметром является расчетный напор в сети. При расчете сети определяются номинальные значения подачи Q_p и напора H_p для рабочей точки A_i . По этим показателям подбирается типоразмер ЦН, для которого точка A_i находится в рабочем поле. Максимальная энергетическая эффективность ЦН обеспечивается, если расчетная рабочая точка сети совпадает с оптимальной рабочей точкой A_1 (рис. 2).

Парабола подобных режимов ЦН проходит в этом случае через расчетную рабочую точку A_i . При применении регулируемого привода для изменения подачи

и параметров точки A_i напорная характеристика ЦН $H = f_i(Q)$ становится плавающей. При уменьшении частоты вращения ЦН напорная характеристика смещается вниз и влево эквидистантно самой себе и при достижении нижней границы рабочего поля рабочие точки имеют параметры A_{3i} и обеспечивается минимальная подача Q_{\min} при допустимом снижении КПД насоса. Аналогично при увеличении частоты вращения напорная характеристика смещается вверх и вправо и при достижении верхней границы рабочего поля рабочие точки имеют параметры A_{2i} и обеспечивается максимальная подача Q_{\max} при допустимом снижении КПД. Таким образом, обеспечивается диапазон регулирования $Q_{\min} \leq Q \leq Q_{\max}$ для принятой расчетной характеристики ВС. Значения предельных подач определяются по характеристике КПД насоса. По этой методике, если не учитывается стохастическое распределение подачи в сети, энергетическая эффективность ЦН распределяется также случайным образом. Это объясняется тем, что с одной стороны параметры рабочей точки определяются расчетным методом по коэффициентам, которые не отображают случайные процессы в сети, а с другой стороны число типоразмеров ЦН ограничено и параметры рабочей точки сети не всегда могут совпадать с их оптимальной рабочей точкой.

Выбор системы регулирования параметров при эксплуатации насосных агрегатов требует для объективной оценки их энергетической эффективности применения соответствующего критерия. Из-за большого разнообразия и несопоставимости технологических условий работы ЦН, наибольшей трудностью, возникающей при оценке эффективности работы насосных агрегатов с переменной нагрузкой, является выбор базового значения максимальной эффективности. Согласно определению, при одинаковой полезной мощности максимальная энергетическая эффективность насосных агрегатов обеспечивается при их минимальном уровне энергопотребления. Поэтому этот показатель может быть принят в качестве целевой функции оптимизации.

Теоретический минимум энергопотребления, достигается, когда избыточные напоры в сети будут минимально допустимыми на всем диапазоне изменения подач, а отклонения КПД от своего максимального значения будут минимальными либо равными нулю, независимо от подачи ЦН. Потенциал энергосбережения, в этом случае, устанавливается как разность фактических затрат энергии и теоретически минимальным значением целевой функции оптимизации. Степень использования потенциала энергосбережения служит в этом случае объективным и надежным критерием для оценки энергетической эффективности регулирования параметров или применения иных энергосберегающих мероприятий и технологий.

Для определения оптимальных параметров ЦН, при условии обеспечения условия максимальной энергетической эффективности НС, необходимо учитывать, что поведение рабочих параметров НС описываются законами распределения случайных величин. Основным фактором, который определяет стохастический характер

работы НС, является случайный уровень потребления воды в течении суток, по разным дням недели, по временам года и т. д.

Случайный уровень потребления по времени определяет случайный характер величины подачи воды $Q(t)$. В каждый фиксированный момент времени t величина Q принимает случайное значение, то есть $Q(t)$ – случайный процесс [22]. Таким образом, для выбора параметров ЦН, которые обеспечат максимальную энергетическую эффективность с учетом стохастического распределения подач у потребителя НС необходимо определить статистические характеристики случайного процесса $Q(t)$. По фактическим данным потребления воды в сети может быть получен набор сечений случайного процесса $Q(t)$, в результате обработки которых определяются временные зависимости математического ожидания случайного процесса водоснабжения $M_Q(t)$ и его дисперсии $D_Q(t)$ [7, 16, 21]. В рамках обеспечения максимальной энергетической эффективности работы одного ЦН по этим значениям определяется оптимальная подача при максимальном КПД с учетом стохастического характера процесса $Q(t)$ из условия минимизации разности $(\eta_{\max} - \eta_{cp}(t)) \rightarrow \min$, где $\eta_{cp}(t)$ – среднее значение КПД насосного агрегата, которое можно определить на основе уравнения (3) по результатам статистического анализа случайного процесса водопотребления. С учетом этого, математическое ожидание $\eta(Q)$ дается выражением:

$$M_{\eta}(t) = M [DQ^2 + EQ + F] = D \cdot M_{Q^2}(t) + E \cdot M_Q(t) + F. \quad (9)$$

Из результатов обработки экспериментальных данных $M_Q(t)$ и $D_Q(t)$ известны, а $M_{Q^2}(t)$ определим из соотношения $D_Q(t) = M_{Q^2}(t) - M_Q^2(t)$. Поэтому мы можем считать $M_{\eta}(t)$ известной функцией, параметры которой D, E, F следует подобрать таким образом, чтобы среднее по времени значение КПД :

$$\eta_{cp} = \frac{1}{T} \cdot \int_0^T M_{\eta}(t) dt, \quad (10)$$

как можно меньше отличалось от заданного максимального значения η_{\max} .

С учетом принятой зависимости для КПД в виде квадратичной параболы (3), которая для любой формы напорной характеристики ЦН проходит через начало координат, определяем, что $F_H = 0$. Максимум функции (3) при величине подачи $Q = Q_0$ достигают значений $\eta = \eta_{\max}$. Так как квадратичная парабола симметрична относительно своей вершины, то значение подачи $Q = Q_0$ соответствует оси симметрии для относительной энергетической зависимости. Следовательно, при подаче $Q = 2 \cdot Q_0$ величина КПД – $\eta = 0$. С учетом этих условий, коэффициенты относительной энергетической характеристики ЦН в уравнении (3) определяются соотношениями: $D_H = -\frac{\eta_{\max}}{Q_0^2}$ и $E_H = \frac{2 \cdot \eta_{\max}}{Q_0}$.

Поэтому, условие максимальной энергетической эффективности при минимизации разности $(\eta_{\max} - \eta_{cp}(t)) \rightarrow \min$, запишется в виде:

$$(\eta_{\max} + \frac{\eta_{\max}}{Q_0^2} \cdot \overline{M_{Q^2}(t)} - \frac{2\eta_{\max}}{Q_0} \cdot \overline{M_Q(t)}) \rightarrow \min. \quad (11)$$

Для определения подачи, при которой обеспечивается минимум этой функции, выполним дифференцирование и приравняем полученное выражение 0.

$$\frac{d}{dQ_0} (\eta_{\max} + \frac{\eta_{\max}}{Q_0^2} \cdot \overline{M_{Q^2}(t)} - \frac{2\eta_{\max}}{Q_0} \cdot \overline{M_Q(t)}) = 0. \quad (12)$$

После преобразований получим, что оптимальная подача насосного агрегата с учетом условий его эксплуатации представляется в виде:

$$Q_0 = \frac{\overline{M_{Q^2}(t)}}{\overline{M_Q(t)}} = \overline{M_Q(t)} + \frac{\overline{D_Q(t)}}{\overline{M_Q(t)}}. \quad (13)$$

Формула (13) позволяет определить оптимальную подачу ЦН исходя из статистической информации, полученной в результате анализа условий эксплуатации системы водоснабжения. По оптимальной подаче Q_0 и принятому значению максимального КПД η_{\max} подбирается по каталогу типоразмер ЦН.

Преимуществом методики определения оптимальной подачи насосных агрегатов является применение только точечных характеристик случайного процесса, без использования закона распределения, без учета временной составляющей получение которого связано со значительными вычислительными трудностями.

ВЫВОДЫ

1. Насосные агрегаты СВВ являются основными потребителями энергетических ресурсов, так как обеспечивают подачу необходимого количества воды под требуемым напором в соответствии с действующими нормами и правилами. Водопотребление в системах централизованного водоснабжения является нестационарным случайным процессом, что требует применения различных способов регулирования для обеспечения требуемых режимов работы насосных агрегатов.
2. Для наиболее современного способа качественного регулирования параметров ЦН – частотного с применением ПЧТ- выполнен анализ его энергетической эффективности, а также влияния эксплуатационных факторов: изменения статического напора ВС либо ее гидравлического сопротивления. Определены условия существования и параметры ВС для обеспечения их максимальной энергетической эффективности при частотном регулировании ЦН.
3. Предложен критерий объективной оценки энергетической эффективности насосных агрегатов с учетом их условий эксплуатации в виде теоретического минимума энергопотребления, который достигается, если избыточные напоры в сети будут минимально допустимыми на всем диапазоне изменения подач,

а отклонения КПД от своего максимального значения будут минимальными, либо равными нулю, независимо от подачи ЦН.

4. Установлена зависимость для определения параметров ЦН на основе статистического анализа случайного процесса водопотребления, которая позволяет выбирать насосный агрегат с обеспечением его максимальной энергетической эффективности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Шевцов Е., Николенко И., 2002.** Применение бироторных насосов в системах перекачки воды в шахтах// Тр. Одесского политехнического ун-та: Научный и производственно-практический сб. по техн. и естествозн. наукам. – Одесса: ОГПУ. – Сп. Вып., 67–68.
2. **Stryczek J., 2003.** Gerotor und Orbitmaschinen Projektierungsgrundlagen. – Olhydraulik und Pneumatik. – № 10, 196–208.
3. **Карелин В., 1996.** Насосы и насосные станции. – М.: Стройиздат. – 146.
4. **Хроменков С.В., 2011.** Задачи развития водной отрасли для обеспечения населения России чистой водой// Водоснабжение и санитарная техника. – № 5, 15–22.
5. **Бойко В., Сотник Н., Сотник И., 2005.** Энергоэффективная насосная станция третьего подъема// Техническая термодинамика. – № 3, 62–65.
5. **Евтушенко А., Зинченко В., Сотник Н., Бойко В., 2006.** Методика энергетического обследования и адаптация насосного оборудования действующих гидравлических сетей// Вісник СумДУ Технічні науки. – №5, 46–58.
6. **Лезнов Б., 2006.** Энергосбережение и регулируемый привод в насосных и воздуходувных установках. М.: Энергоатомиздат. – 359.
7. **Николаев В., 2006.** Энергосберегающие способы управления лопастными насосными агрегатами в системах водоснабжения при нестационарной нагрузке // Сантехника. – № 4, 22–28.
8. **Шмиголь В., Черносивтов М., Атанов Н., 2013.** Интегральное регулирование работы повысительных насосов// Водоснабжение и санитарная техника. – № 8, 23–27.
9. **Черносивтов М., 2013.** Энергетическая эффективность интегрального регулирования работы повысительных насосов// Вестник СГАСУ. Градостроительство и архитектура. – № 4, 96–99.
10. **Бойко В., Сотник М., Хованський С., 2008.** Підвищення енергетичної ефективності водопостачання локального об'єкту// Промислова гідравліка і пневматика. Вип. 1(19), 100–103.
11. **Noll P., 2008.** Determining the real cost of powering a pump// World Pumps. – Iss. 496, 32–34.
12. **Wharton S.; Martin P.; Watson T., 1998.** Pumping stations: design for improved buildability and maintenance. //London: Construction Industry Research and Information Association, CIRIA Report № 182, – 99.

13. Hydraulics. Hydraulic machines. 2011/ E. Krasowski, I. Nikolenko, A. Dashchenko, J. Glinski, S. Sosnowski.// Lublin: PAN OL. – 355.
14. **Бойко В., Сотник М., Хованський С., 2009.** Узагальнена оцінка економічної ефективності системи водопостачання.// Технічна електро-динаміка; Тематичний вип. – Силова електроніка та енергоефективність, ч. 3, 46–51.
15. **Николаев В., 2006.** Анализ энерго-эффективности различных способов управления насосными установками с регулируемым приводом// Водоснабжение и санитарная техника. – № 11, ч. 2, 6–17.
16. **Николаев В., 2008.** Выбор оптимальных параметров насосного оборудования и способов управления им// Механизация и электрификация сельского хозяйства. – № 1, 43–46.
17. **Николаев В., 2008.** Управление режимами работы группы лопастных насосов. // Водоснабжение и санитарная техника. – № 5, 9–16.
18. **Николаев В., 2009.** Энергосберегающие способы управления режимами работы группы параллельно включённых лопастных насосов// Гидротехническое строительство. – №7, 50–56.
18. **Николаев В., 2009.** Энергосберегающие способы управления режимами работы группы параллельно включённых лопастных насосов// Гидротехническое строительство. – №7, 50–56.
19. **Лезнов Б., 2011.** Методика оценки эффективности регулируемого электропривода в насосных установках водоснабжения и водоотведения// Водоснабжение и санитарная техника. – № 5, 48–55.
20. **Сотник М., Хованський С., Дужок О., 2008.** Аналіз способів регулювання роботи насосних станцій комунального водопостачання// «Вісник СумДУ. Серія Технічні науки». – №2, 152–156.
21. **Николенко И., Пастушенко А., Котовская Е., 2010.** Анализ влияния условий эксплуатации насосной станции на параметры насосных агрегатов// MOTROL. – Commission of motorization and energetics in agriculture: Polish Academy of sciences. – Lublin. – Vol. 12D, 33–44 .
22. **Вентцель Е., Овчаров Л., 2000.** Теория случайных процессов и ее инженерные приложения. – Высшая школа. – 383.

THE ENERGY EFFICIENCY ANALYSIS OF VARIOUS METHODS OF REGULATING PUMPS IN SYSTEMS OF WATER SUPPLY

Summary. The results of studies on the analysis of the energy efficiency of the modern way of quality control of pumps in water supply systems. The conditions for the existence and parameters of a water supply network ensuring maximum energy efficiency frequency regulation of centrifugal pumps. The criterion of an objective assessment of the energy efficiency of pumping units based on their conditions. The dependence to determine the parameters of pumps of water supply systems on the basis of statistical analysis of a random process water consumption.

Key words: water supply, centrifugal pump, energy efficiency, flow, pressure, efficiency, frequency regulation.

